

Для того щоб встановити відчутник на стандартний різальний інструмент необхідно вносити в його конструкцію ряд технологічних поверхонь основна задача яких утримувати відчутник у оптимальній площині.

3. Висновки

Розглянуто фізико-математичну модель розповсюдження віброакустичного сигналу. Це дало можливість побудувати теоретичні засади щодо координат розташування перетворювача в тілі різального інструменту.

Визначено основні математичні основи стосовно розташування віброакустичного елемента у масі рі-

зального інструменту. На основі розглянутих фізико-математичних засад розроблено загальну концепцію розташування перетворювача в тілі різального інструменту. Це надало можливість конкретизувати координати розташування перетворювача в тілі різального інструменту. Як наслідок цього вдалося зв'язати в одне ціле конструкцію різального інструменту і координати розташування перетворювача для досягнення максимального ефекту визначення моменту торкання.

Розглянуті позиції розташування перетворювача вказують на те, що необхідно розробляти нову конструкцію різального інструменту, який буде виконувати не тільки процес металообробки, але і забезпечувати процес контролю, що дозволить значно розширити його технологічні можливості.

Література

1. Тимчик Г.С. Відчутники контрольно-вимірювальних систем: монографія. //Тимчик Г.С., Скицюк В.І., Вайнтрауб М.А., Клочко Т.Р. - К.: НТУУ «КПІ», 2008.-240 с.,- Бібліогр.: 232-239 с.
2. Скицюк В.І., Вимірювання форми деталі за статичного розташування та лінійного детермінованого руху різального інструмента. /Діордіца І.М., Науменко, В.І. Ж. //Вісник НТУУ «КПІ». Серія приладобудування. –2005р.-Вип.29.-С.69-76.

Виконано перехід до безрозмірної математичної моделі дискретного гідропривода, в результаті чого форма запису рівнянь стала найпростішою, а кількість незалежних безрозмірних комплексів (критеріїв динамічної подоби) – мінімальною. Такий підхід - основа інженерної методики розрахунку

Ключові слова: дискретні гідроприводи, динамічна подоба, математична модель

Выполнен переход к безразмерной математической модели дискретного гидропривода, в результате чего форма записи уравнений стала наиболее простой, а количество независимых безразмерных комплексов (критериев динамического подобия) – минимальным. Такой подход – основа инженерной методики расчёта

Ключевые слова: дискретные гидроприводы, динамическое подобие, математическая модель

The transition to the dimensionless mathematical model of discrete hydraulic drive is carried out, resulting in a form of the equations become more simple, and the number of independent dimensionless complexes (dynamic similarity criteria) - the minimum. This approach - the basis of an engineering calculation method

Keywords: discrete hydraulic drives, dynamic similarity, mathematical model

УДК 621.05

О КРИТЕРИЯХ ДИНАМИЧЕСКОГО ПОДОБИЯ ДИСКРЕТНЫХ ГИДРОПРИВОДОВ

Г.А. Крутиков

Доктор технических наук, доцент*

Контактный тел.: (057) 707-61-28

E-mail: gkrutikov@gmail.com

М.Г. Стрижак

Аспирант*

Контактный тел.: (057) 707-61-28

E-mail: mp9753@mail.ru

*Кафедра «Гидропневмоавтоматика и гидропривод»

Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт» ул. Фрунзе, 21, г. Харьков, Украина, 61002

Введение

При расчётах гидроприводов сталкиваются с проблемой зависимости характера переходного про-

цесса в них от большого количества конструктивных и нагрузочных параметров. Это затрудняет систематизацию и обобщение расчётных данных. Однако решение подобных задач в других областях

прикладной науки (гидродинамика, теплотехника и т.д.) предполагает обязательное выделение основных критериев подобия, что позволяет более эффективно выявлять закономерности исследуемых процессов.

Постановка задачи

Ставится задача перехода к безразмерной математической модели дискретного гидропривода, когда форма записи уравнений становится наиболее простой, а количество независимых безразмерных комплексов минимальным, причём их форма и содержание даёт полное основание считать их критериями динамического подобия.

На рис. 1 изображена расчётная схема гидропривода, где используется гидроцилиндр с двусторонним штоком, а дроссельное регулирование скорости осуществляется с помощью 4-ёх щелевого дросселирующего золотника: давление питания стабилизировано ($p_n = \text{const}$) за счёт переливного клапана. Шток гидроцилиндра нагружен статической (P) и инерционной (m) нагрузками.

Упрощённая математическая модель без учёта сжимаемости, вязкого трения и утечек по торцу поршня имеет вид:

$$\begin{cases} m\dot{V} = p_1F - p_2F - P; \\ FV = \mu f_3 \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_n - p_1)} = \mu f_3 \sqrt{\frac{2}{\rho} p_2}, \end{cases} \quad (1)$$

где μf_3 – эффективная площадь дросселирующей щели золотника; F – площадь поршня.

Из (1) получим дифференциальное уравнение движения поршня:

$$m \frac{dV}{dt} = p_n F - \frac{\rho F^3 V^2}{(\mu f_3)^2} - P; \quad (2)$$

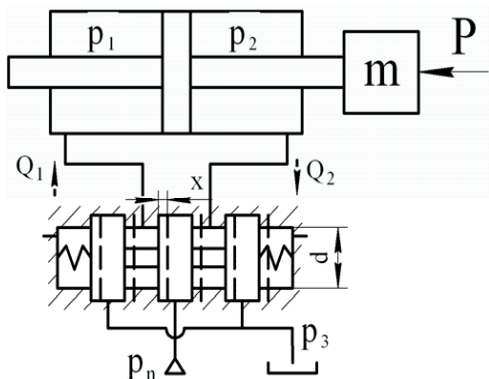


Рис. 1. Расчётная схема гидропривода

Установившуюся скорость поршня получим, положив в уравнении (2) $\dot{V} = 0$:

$$V_0 = \mu f_3 \frac{1}{F} \sqrt{\frac{p_n - P/F}{B}}, \quad (3)$$

откуда

$$\frac{\rho F^3}{(\mu f_3)^2} = \frac{F(p_n - P)}{V_0^2}; \quad (4)$$

Подставляя (4) в (1) получим [3]:

$$m\dot{V} = A \left(1 - \frac{V^2}{V_0^2} \right), \quad (5)$$

где $A = (p_n F - P)$.

Интегрирование уравнения (5) позволяет получить выражения для скорости $V(t)$, ускорения $a(t)$ и положения $X(t)$ поршня.

$$V(t) = V_0 \left(1 - \frac{2}{e^{t/T_p} + 1} \right), \quad (6)$$

где $T_p = \frac{mV_0}{2A}$ – постоянная времени разгона;

$$a(t) = \frac{A}{m} \left[1 - \left(1 - \frac{2}{e^{t/T_p} + 1} \right)^2 \right]; \quad (7)$$

$$X(t) = V_0 t - 2V_0 T_p \ln \frac{2e^{t/T_p}}{e^{t/T_p} + 1}. \quad (8)$$

Приняв в выражении $X=L$, где L – полный ход поршня, и проведя преобразования, получим полное время срабатывания t_k :

$$t_k = t_0 + 2T_p \ln \left(1 + \sqrt{1 - \frac{1}{e^{t_0/T_p}}} \right), \quad (9)$$

где $t_0 = L/V_0$ – время срабатывания безинерционного привода.

Взяв за базовую единицу времени t_0 , получим время срабатывания в безразмерной форме:

$$\tau_k = 1 + 2 \frac{T_p}{t_0} \ln \left(1 + \sqrt{1 - \frac{1}{e^{t_0/T_p}}} \right), \quad (10)$$

где $\tau_k = t_k / t_0$. Как видно из выражения (10), время срабатывания гидропривода, нагруженного статической и инерционной нагрузкой, зависит только от одного безразмерного параметра T_p / t_0 , который, видимо, имеет глубокий физический смысл:

$$\beta = \frac{T_p}{t_0} = \frac{mV_0^2}{2(Fp_n - P) \cdot L}, \quad (11)$$

где β – критерий динамического подобия (критерий инерционности или безразмерная масса), численно равный отношению кинетической энергии подвижных частей при установившейся скорости к

работе движущей силы $A = Fp_n - P$ на пути перемещения L .

$$\tau_k = 1 + 2\beta \left(1 + \sqrt{1 - 1/e^{1/\beta}} \right). \quad (12)$$

Теперь вместо 7 параметров ($m, F, p_n, P, s, \mu, f_3$), определяющих время срабатывания привода, остался только один, который и является критерием динамического подобия (рис. 2).

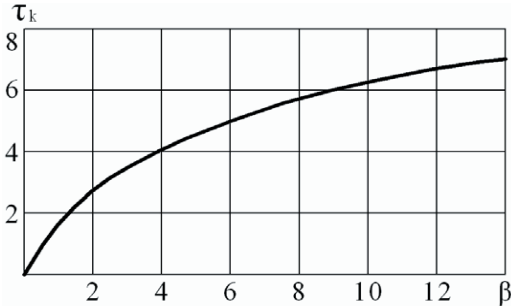


Рис. 2. Зависимость безразмерного времени срабатывания гидропривода от критерия инерционности

Введём в рассмотрение вязкое трение, утечки и сжимаемость жидкости:

$$\begin{cases} Q_1 = Gf_3 \sqrt{p_n - p_1} = F \frac{dY}{dt} + \frac{W_p}{2E} \frac{dp_1}{dt} + \alpha(p_1 - p_2); \\ Q_2 = GF \sqrt{p_2 - p_3} = F \frac{dY}{dt} - \frac{W_p}{2E} \frac{dp_2}{dt} + \alpha(p_1 - p_2); \\ p_1 - p_2 = \frac{m}{F} \frac{d^2Y}{dt^2} + \frac{h}{F} \frac{dY}{dt} + \frac{P}{F} \text{sign} \left(\frac{dY}{dt} \right), \end{cases} \quad (13)$$

где Gf_3 – проводимость дросселирующей щели золотника, $G = \mu \sqrt{2/\rho}$; W_p – рабочий объём гидроцилиндра; E – модуль упругости жидкости; α – проводимость кольцевого канала утечек (процесс ламинарный); h – коэффициент вязкого трения.

Проведём преобразования полученной системы, приняв: $Q_1 = Q_2 = Q$; $p = p_1 - p_2$; $\bar{p} = p/p_n$.

$$Gf_3 = \sqrt{\frac{p_n}{2}} \sqrt{1 - \left(\frac{m}{Fp_n} \frac{d^2Y}{dt^2} + \frac{h}{Fp_n} \frac{dY}{dt} + \frac{p}{Fp_n} \right)} = F \frac{dY}{dt} + \frac{W_p}{4E} \left(\frac{m}{F} \frac{d^3Y}{dt^3} + \frac{h}{F} \frac{d^2Y}{dt^2} \right) + \alpha \left(\frac{m}{F} \frac{d^2Y}{dt^2} + \frac{h}{F} \frac{dY}{dt} + \frac{p}{F} \right); \quad (14)$$

Динамику гидропривода определяют одиннадцать независимых параметров ($m, F, p_n, h, \alpha, E, W_p, P, G, \mu, f_3$). Перейдём к безразмерной форме, подчинив нормирование принципу минимизации независимых переменных. За базовую величину f_6 выберем максимальную площадь открытия дросселирующего окна золотника $f_6 = f_m$ и:

$$Y = Y_6 \xi, \quad t = t_6 \tau, \quad f = \bar{f} \cdot f_6, \quad G \cdot f \sqrt{\frac{p_n}{2}} = Q_m \cdot \bar{f},$$

где $Q_m = G \cdot f_1 \sqrt{p_n/2}$ – максимальный (базовый) расход, который достигается в ветвях гидропривода при максимальном открытии окна золотника и отсутствии статической нагрузки; ξ, τ, \bar{f} – соответственно

безразмерная координата, время и площадь открытия золотника.

После введения безразмерных координат, получим:

$$\begin{aligned} & \underbrace{\frac{W_p}{4t_6^2} \frac{m}{EF^2}}_{A_1} \cdot \underbrace{\frac{FY_6}{t_6 Q_m}}_{A_2} \frac{d^3 \xi}{d\tau^3} + \\ & \left[\underbrace{\frac{W_p}{4t_6^2} \frac{m}{EF^2}}_{A_1} \cdot \underbrace{\frac{FY_6}{t_6 Q_m}}_{A_2} \frac{h}{m} t_6 + \frac{\alpha \cdot m}{F^2 t_6} \cdot \underbrace{\frac{FY_6}{t_6 Q_m}}_{A_2} \right] \frac{d^2 \xi}{d\tau^2} + \\ & \left[\frac{\alpha \cdot h}{F^2} \cdot \underbrace{\frac{FY_6}{t_6 Q_m}}_{A_2} + \underbrace{\frac{FY_6}{t_6 Q_m}}_{A_2} \right] \frac{d\xi}{d\tau} + \frac{P \cdot \alpha}{F Q_m} = \\ & = \bar{f} \sqrt{1 - \left(\underbrace{\frac{m Y_6}{F p_n t_6^2}}_{\beta} \frac{d\xi^2}{d\tau^2} + \underbrace{\frac{h Y_6}{F p_n t_6}}_{\gamma} \frac{d\xi}{d\tau} + \underbrace{\frac{P}{F p_n}}_{\chi} \right)}, \end{aligned} \quad (15)$$

где $v = Y_6/t_6$, $\omega = Y_6/t_6^2$ – соответственно базовая скорость и базовое ускорение.

Исходя из критерия минимизации безразмерных комплексов, примем: $A_1 = A_2 = 1$, что позволяет определить наиболее рациональный масштаб базовых единиц длины и времени

$$Y_6 = \frac{Q_m t_6}{F}; \quad t_6 = \sqrt{\frac{W_p m}{4EF^2}}. \quad (16)$$

Нетрудно увидеть, что базовая единица времени численно равна постоянной времени гидроцилиндра $t_6 = T_{гц}$ [1].

Базовая координата поршня Y_6 численно равна пути, который пройдёт поршень за базовую единицу времени при максимальной (базовой) скорости $V_6 = Q_m/F$.

Обозначенные в правой части уравнения (15) безразмерные комплексы β, γ и χ являются критериями динамического подобия: $\beta = \frac{m}{F p_n} \frac{Y_6}{t_6}$ – критерий инерционности привода, который численно равен отношению силы инерции при базовом ускорении (Y_6/t_6^2) к максимально возможной силе Fp_n , которую может развить гидропривод; $\gamma = \frac{h}{F p_n} \frac{Y_6}{t_6}$ – фактор вязкого трения, который численно равен отношению силы вязкого трения при базовой скорости Y_6/t_6 к максимально возможной силе Fp_n ; $\chi = P/Fp_n$ – параметр статической нагрузки.

Проделав с учётом введенных параметров преобразования (14), получим:

$$\begin{aligned} & \frac{d^3 \xi}{d\tau^3} + \left(\frac{\gamma}{\beta} + \varphi \beta \right) \frac{d^2 \xi}{d\tau^2} + (\varphi \gamma + 1) \frac{d\xi}{d\tau} + \\ & + \chi \varphi = \bar{f} \sqrt{1 - \left(\beta \frac{d\xi^2}{d\tau^2} + \gamma \frac{d\xi}{d\tau} + \chi \right)}, \end{aligned} \quad (17)$$

где

$\varphi = \frac{\alpha \cdot p_n}{Q_m}$ – параметр утечек, т.е. отношение максимальной утечки $\alpha \cdot p_n$ к наименьшему расходу через золотник.

Таким образом, вместо 11 размерных параметров остаётся 5 безразмерных – \bar{f} , β , χ , γ и φ , которые с полным основанием можно считать критериями динамического подобия.

Подставим выражение (17) в форму Коши, удобной для численного интегрирования:

$$\begin{cases} d\xi/d\tau = v; & dv/d\tau = \omega; \\ d\omega/d\tau = \bar{f} \sqrt{1 - (\beta\omega + \gamma v + \chi)} - \left(\frac{\gamma}{\beta} + \varphi\beta \right) \omega + (1 + \varphi\gamma)v - \chi\omega; \end{cases} \quad (18)$$

В практических расчётах часто пренебрегают параметром φ .

Графики зависимости $\tau = f(\beta, \chi, \gamma, \bar{f})$ позволяют охватить при сравнительно небольших затратах машинного времени обширную область существования гидропривода и лечь в основу инженерной методики расчёта [2].

Выводы

Выделенные критерии динамического подобия, как для упрощённой динамической модели гидропривода, так и для более углублённой модели, позволяют систематизировать результаты расчётов на ЭВМ.

Итогом такого обобщения являются графики зависимости безразмерного времени срабатывания гидропривода от сравнительно небольшого количества критериев динамического подобия, что, в свою очередь, является основой инженерной методики расчёта.

Литература

1. Гамынин, П.С. Гидравлический привод систем управления [Текст] / П.С. Гамынин. – М.: Машиностроение, 1972. – 376 с.
2. Герц, Е.В. Расчёт пневмоприводов [Текст] / Е.В. Герц, Г.В. Крейнин. – М.: Машиностроение, 1975. – 278 с.
3. Гурьев, В.П. Гидравлические объёмные передачи [Текст] / В.П. Гурьев, В.И. Погорелов. – М. – Л.: Машгиз, 1964. – 344 с.

□ □

Запропонована система ідентифікації динамічних режимів дорожньої машини на основі рекурентної нейронної мережі

Ключові слова: дорожня машина, динамічні навантаження, ідентифікація динамічних режимів, нейромережеві структури, рекурентна нейронна мережа

□ □

Предложена система идентификации динамических режимов дорожной машины на основе рекуррентной нейронной сети

Ключевые слова: дорожная машина, динамические нагрузки, идентификация динамических режимов, нейросетевые структуры, рекуррентная нейронная сеть

□ □

The system of road machine dynamic modes identification based on the recurrent neural network is offered

Keywords: road machine, dynamic loads, identification of dynamic regimes, neural network structures, recurrent neural network

□ □

УДК 001.891:65.011.56

СИСТЕМА ІДЕНТИФІКАЦІЇ ДИНАМІЧНИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ ДОРОЖНЬОЇ МАШИНИ

О.А. Коваль
Кандидат технічних наук, доцент*
E-mail: koval_al@ukr.net

О.В. Вікторова
Аспірант*

E-mail: elena_viktorova@bk.ru
*Кафедра метрології та безпеки життєдіяльності

Національний автомобільно-дорожній університет
вул. Петровського, 25, м. Харків, 61002

1. Вступ

Якість виконання дорожніх робіт, відповідність технологічних процесів встановленим вимогам в знач-

ній мірі залежать від ефективності роботи дорожньої машини. На сьогодні вимоги до інтенсифікації та точності дорожніх робіт привели до активного впровадження в дорожньо-будівельну галузь систем